

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

[Previous Doc](#)[Next Doc](#)
[First Hit](#)[Go to Doc#](#)Generate Collection

L6: Entry 10 of 17

File: JPAB

Feb 19, 2004

PUB-NO: JP02004052808A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2004052808 A

TITLE: GEARED TRANSMISSION DEVICE FOR AUTOMATIC TRANSMISSION

PUBN-DATE: February 19, 2004

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

TAGUCHI, SUKEMASA

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

JATCO LTD

APPL-NO: JP2002207345

APPL-DATE: July 16, 2002

INT-CL (IPC): F16 H 3/66

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a geared transmission device for an automatic transmission including a complex planet gear train, in which the construction is made compact and at least forward six ranges and one reversing range are made selectable.

SOLUTION: The geared transmission device is structured so that a decelerative epicyclic gearing set G1, a single pinion type epicyclic gearing set G2, a double sun gear type epicyclic gearing set G3 are installed in line from the side of the input shaft 1, and it is possible to establish a coaxial arrangement of the input shaft 1 and an output gear 2 from the mentioned gearing sets, clutches C1-C3, and brakes B1 and B2 and to accomplish the forward six ranges including an O/D shift range, wherein an input member for the decelerative rotation from the decelerative epicyclic gearing set G1 consists of a ring gear S2, and the clutches C1 and C2 to engage and disengage the decelerative rotation are located in such an arrangement that the clutch C1 and the brake B2 overlap at least partially in the axial direction on the outside in the radial direction of the clutches C1 and C2 while the brakes B1 and B2 are located in such an arrangement that the clutch C2 and the brake B1 overlap at least partially in the axial direction.

COPYRIGHT: (C) 2004, JPO

[Previous Doc](#)[Next Doc](#)[Go to Doc#](#)

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-52808

(P2004-52808A)

(43) 公開日 平成16年2月19日(2004.2.19)

(51) Int. Cl. ⁷

F16H 3/66

F1

F16H 3/66

B

テーマコード (参考)

3J028

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2002-207345 (P2002-207345)
 (22) 出願日 平成14年7月16日(2002.7.16)

(71) 出願人 000231350
 ジャトコ株式会社
 静岡県富士市今泉700番地の1
 (74) 代理人 100072051
 弁理士 杉村 興作
 (72) 発明者 田口 祐将
 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内
 Fターム(参考) 3J028 EA25 EB08 EB13 EB35 EB37
 FA06 FC13 FC17 FC25 HA14
 HA15

(54) 【発明の名称】 自動変速機用歯車変速装置

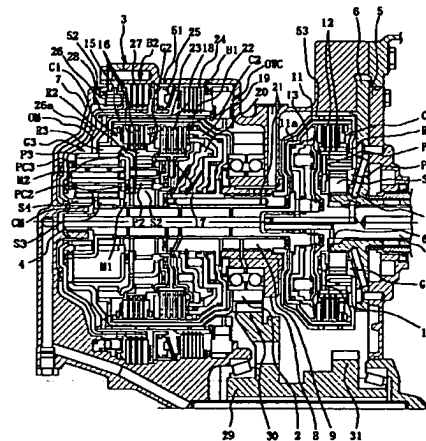
(57) 【要約】

【課題】 複合遊星歯車列を含んで構成され、少なくとも前進6速・後退1速を選択可能とした歯車変速装置において、その歯車変速装置のコンパクト化を図ることを目的とする。

【解決手段】 入力軸1の側から減速用遊星歯車組G1、シングルピニオン型遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の順に並置し、これらとクラッチC1～C3およびブレーキB1、B2とにより、入力軸1および出力歯車2の同軸配置が可能で、O/D変速段を含む前進6速を実現可能な歯車変速装置が、減速用遊星歯車組G1からの減速回転の入力メンバをリングギヤS2とし、減速回転を断接するクラッチC1、C2を配置し、それらクラッチC1、C2の径方向外方に、クラッチC1とブレーキB2とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるようにするとともに、クラッチC2とブレーキB1とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるように、ブレーキB1、B2をそれぞれ配置した構成とする。

【選択図】

図6



【特許請求の範囲】

【請求項1】

動力源からの回転を入力する入力部と、
この入力部に同軸に配置されるとともに当該歯車変速装置の出力回転を伝達する出力部と

、
これら入力部と出力部間に多数の伝動経路を提供可能な、複合遊星歯車列を含む複数の遊星歯車組と、

これら複数の遊星歯車組が該伝動経路のうちの1つを選択して対応変速比で前記入力部からの回転を変速し、前記出力部へ出力し得るようになすための選択的に断接可能な3つのクラッチおよび2つのブレーキとを具え、

10

これらクラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進6速・後退1速を選択可能とした自動変速機用歯車変速装置において、

前記複数の遊星歯車組のうち1組の遊星歯車組は、入力回転を常時減速して出力する減速用遊星歯車組とし、

残りの2組の遊星歯車組で構成される複合遊星歯車列のうち、一方の遊星歯車組を2個のサンギヤと、これら2個のサンギヤに噛み合う共通なピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するキャリアとより成るダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、

他方の遊星歯車組を、1個のサンギヤと、このサンギヤに噛み合うピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するキャリアとから成る

20

シングルピニオン型遊星歯車組とし、
前記減速用遊星歯車組から複合遊星歯車列への減速回転の入力メンバをリングギヤとし、
前記複合遊星歯車列の径方向外方に、前記3つのクラッチのうちの前記減速回転を断接する2つのクラッチを配置し、

前記減速回転を断接する2つのクラッチの径方向外方に、それら2つのクラッチの一方と前記2つのブレーキの一方とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるようにするとともに、前記2つのクラッチの他方と前記2つのブレーキの他方とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるように、前記2つのブレーキをそれぞれ配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項2】

30

請求項1において、前記減速回転を断接する2つのクラッチの径方向外方に、前記一方のクラッチの摩擦材と前記一方のブレーキの摩擦材とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるようにするとともに、前記他方のクラッチの摩擦材と前記他方のブレーキの摩擦材とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるように、前記2つのブレーキをそれぞれ配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項3】

請求項1または請求項2において、前記減速回転を断接する2つのクラッチの径方向外方であって前記2つのブレーキの径方向内方に、前記複合遊星歯車列の出力メンバを配設したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項4】

40

請求項3において、前記出力メンバは、前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組と前記シングルピニオン型遊星歯車組との出力ドラムであることを特徴とする自動変速機用歯車装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、入力部と、複数の遊星歯車組と、3つのクラッチと、2つのブレーキと、出力部とを有して構成され、変速要素である3つのクラッチと2つのブレーキを適宜締結・解放することで、少なくとも前進6速・後退1速を得る自動変速機用歯車変速装置において、当該変速装置のコンパクト化を図る技術に関するものである。

【0002】

50

【従来の技術】

自動変速機は今日、燃費性能の向上や運転性の向上を狙って多段化される傾向にあり、前進6速・後退1速を選択可能とした自動変速機用歯車変速装置であって、ラビニョ型複合遊星歯車列（ダブルピニオンにそれぞれサンギヤを噛み合わせた複合遊星歯車列）を用いた歯車変速装置としては、例えば、図9に示す特開2000-55152号公報に記載されているような構成のものが開示されている。このような構成の自動変速機用歯車変速装置では、減速力の断接のためのクラッチC1、C2をラビニョ型複合遊星歯車列Gの後方ないし上部に配置するとともに、そのラビニョ型複合遊星歯車列Gの外周にブレーキB1（図ではバンド式ブレーキ）を配置し、かつ、同列にブレーキB2を配置する構成が常套である。

10

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、かかる従来の構成においては、ラビニョ型複合遊星歯車列Gの外方において、クラッチC1、C2及びブレーキB2（クラッチ式ブレーキ）が変速装置の軸線方向に一列に並んだ構成とされているために、変速装置の軸長が長くなってしまいう問題があった。しかも、ラビニョ型複合遊星歯車列Gを構成する遊星歯車組の一つがダブルピニオン型遊星歯車組であって減速用遊星歯車組にて減速されて増大したトルクをサンギヤS2、S3から入力するためにラビニョ型複合遊星歯車列Gの外径が大きくなってしまい、変速装置全体が大径化してしまうという問題があった。

【0004】

20

そこで、本発明は、上記問題点を有利に解消して、複合遊星歯車列を含む複数の遊星歯車組と、3つのクラッチおよび2つのブレーキとを具え、これらクラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進6速・後退1速を選択可能とした歯車変速装置において、その歯車変速装置のコンパクト化を図ることを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】

この目的のため本発明による自動変速機用歯車変速装置は、請求項1に記載のごとく、動力源からの回転を入力する入力部と、この入力部に同軸に配置されるとともに当該歯車変速装置の出力回転を伝達する出力部と、これら入力部と出力部間に多数の伝動経路を提供可能な、複合遊星歯車列を含む複数の遊星歯車組と、これら複数の遊星歯車組が該伝動経路のうちの1つを選択して対応変速比で前記入力部からの回転を変速し、前記出力部へ出力し得るようになすための選択的に断接可能な3つのクラッチおよび2つのブレーキとを具え、

30

これらクラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進6速・後退1速を選択可能とした自動変速機用歯車変速装置を前提とする。

【0006】

本発明においては、上記複数の遊星歯車組のうち1組の遊星歯車組は、入力回転を常時減速して出力する減速用遊星歯車組とする。

そして、残りの2組の遊星歯車組で構成される複合遊星歯車列のうち、一方の遊星歯車組を、2個のサンギヤと、これら2個のサンギヤに噛み合う共通なピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するキャリアとより成るダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、

40

他方の遊星歯車組を1個のサンギヤと、このサンギヤに噛み合うピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するキャリアとから成るシングルピニオン型遊星歯車組とし、

前記減速用遊星歯車組から複合遊星歯車列への減速回転の入力メンバをリングギヤとする。

本発明においては更に、前記複合遊星歯車列の径方向外方に、前記3つのクラッチのうちの減速回転を断接する2つのクラッチを配置し、

前記減速回転を断接する2つのクラッチの径方向外方に、それら2つのクラッチの一方と

50

前記2つのブレーキの一方とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるようにするとともに、前記2つのクラッチの他方と前記2つのブレーキの他方とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるように、前記2つのブレーキをそれぞれ配置する。

【0007】

【発明の効果】

本発明の歯車変速装置によれば、前記減速回転を断接する2つのクラッチの径方向外方に、それら2つのクラッチの一方と2つのブレーキの一方とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるようにするとともに、2つのクラッチの他方と2つのブレーキの他方とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるように、2つのブレーキをそれぞれ配置したから、変速装置を軸線方向に関し短縮化させることができる。しかも、2つのブレーキ及び減速回転を断接する2つのクラッチを軸線方向に関して近づけることができるから、軸線方向に関して油路の取り回しを容易とさせ得て、油路構成の単純化を図ることができる。

【0008】

そして、変速装置の径方向においては、複合遊星歯車列を構成する遊星歯車組がシングル型ピニオンにより構成されるから、複合遊星歯車列の小径化を図ることができる。さらに、複合遊星歯車列のうち一方の遊星歯車組をダブルサンギヤ型遊星歯車組とすることで減速用遊星歯車組から複合遊星歯車列への減速回転の入力メンバをリングギヤとすることができ、サンギヤ入力に比較して、接線力が小さくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で有利になり、複合遊星歯車列を小型化させることができる。

【0009】

また、上記の自動変速機用歯車変速装置は、請求項2に記載のごとく、前記減速回転を断接する2つのクラッチの径方向外方に、前記一方のクラッチの摩擦材と前記一方のブレーキの摩擦材とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるようにするとともに、前記他方のクラッチの摩擦材と前記他方のブレーキの摩擦材とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるように、前記2つのブレーキをそれぞれ配置した構成が望ましい。

【0010】

また、上記の自動変速機用歯車変速装置は、請求項3に記載のごとく、前記減速回転を断接する2つのクラッチの径方向外方であって前記2つのブレーキの径方向内方に、前記複合遊星歯車列の出力メンバを配設した構成としても良く、このようにすれば、出力メンバの径を大きくさせ得て強度において有利となることから、トルクの大きい出力メンバにおいてその厚みを薄くすることができ、より効果的に歯車変速装置の小径化を図ることができる。

【0011】

また、上記の自動変速機用歯車変速装置は、請求項4に記載のごとく、前記出力メンバが、前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組と前記シングルピニオン型遊星歯車組との出力ドラムであっても良い。

【0012】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

図1は、本発明の一実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を模式的に示し、G1は第1遊星歯車組、G2は第2遊星歯車組、G3は第3遊星歯車組、M1は第1連結メンバ、M2は第2連結メンバ、C1は第1クラッチ、C2は第2クラッチ、C3は第3クラッチ、B1は第1ブレーキ、B2は第2ブレーキ、Inputは入力部（入力軸1）、Outputは出力部（出力歯車2）である。なお、本実施の形態では、自動変速機用歯車変速装置を車両の自動変速機用歯車変速装置として構成する。

【0013】

本実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置は、図1の左端部（入力部Inputに近い端部）より順次、シングルピニオン型遊星歯車組で構成した減速装置としての第1遊星歯車組G1、シングルピニオン型の第2遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型の第3遊星歯車組G3を同軸に配置し、第1遊星歯車組G1により減速用遊星歯車組を構成し、第2遊

星歯車組 G 2 および第 3 遊星歯車組 G 3 により後段の変速機構を構成する。

【0014】

第 1 遊星歯車組 G 1 は、第 1 サンギヤ S 1 と、第 1 リングギヤ R 1 と、これらギヤ S 1, R 1 に噛み合う第 1 ピニオン P 1 を回転自在に支持した第 1 キャリア P C 1 とを有したシングルピニオン型遊星歯車組（減速用遊星歯車組）とする。

第 2 遊星歯車組 G 2 は、第 2 サンギヤ S 2 と、第 2 リングギヤ R 2 と、これらギヤ S 2, R 2 に噛み合う第 2 ピニオン P 2 を回転自在に支持した第 2 キャリア P C 2 とを有したシングルピニオン型遊星歯車組とする。

【0015】

第 3 遊星歯車組 G 3 は、入力部 I n p u t に近い側における第 3 サンギヤ S 3 および入力部 I n p u t から遠い側における第 4 サンギヤ S 4 と、これらサンギヤ S 3, S 4 の各々に噛み合う共通な第 3 ピニオン P 3 と、この第 3 ピニオン P 3 を回転自在に支持した第 3 キャリア P C 3 と、第 3 ピニオン P 3 に噛み合う 1 個の第 3 リングギヤ R 3 とを有したダブルサンギヤ型遊星歯車組とする。

第 3 サンギヤ S 3 および第 4 サンギヤ S 4 は同軸に配置するが、歯数を必ずしも同じにする必要はない。

また第 3 キャリア P C 3 には、これに結合されてサンギヤ S 3, S 4 の間から径方向内方へ延在するセンターメンバ C M と、第 3 キャリア P C 3 から径方向外方へ延在するアウターメンバ O M とを設け、アウターメンバ O M を実際には後で詳述する特異な配置とする。

なおセンターメンバ C M は、第 3 ピニオン P 3 の配列ピッチ円上にあって隣り合う第 3 ピニオン P 3 間に存在する空間を貫通するよう径方向内方へ延在させる。

【0016】

入力部 I n p u t は入力軸 1 で構成し、この入力軸 1 を第 1 リングギヤ R 1 に結合すると共に、動力源としての図示せざるエンジンに同じく図示しなかったトルクコンバータを経て結合し、エンジン回転を入力軸 1 から第 1 リングギヤ R 1 に入力するようになる。

出力部 O u t p u t は出力歯車 2 で構成し、これを、第 2 キャリア P C 2 および第 3 リングギヤ R 3 の結合に供されてこれらの結合体を成す第 2 連結メンバ M 2 に同軸に結合し、出力歯車 2 からの変速機出力回転を、例えば図 6 に示すカウンタギヤ 3 0 から、ここでは図示せざるファイナルギヤ組およびディファレンシャルギヤ装置を介して車両の駆動輪に伝達するようになる。

なお第 1 連結メンバ M 1 は、第 2 サンギヤ S 2 と第 3 サンギヤ S 3 とを一体的に結合する連結メンバで、これらサンギヤの結合体を構成する。

【0017】

減速用遊星歯車組 G 1 における第 1 サンギヤ S 1 は、変速機ケース 3 に結合して常時固定とし、第 1 キャリア P C 1 は第 1 クラッチ C 1 により第 2 リングギヤ R 2 に適宜結合可能とするほか、第 2 クラッチ C 2 により第 2 サンギヤ S 2 に適宜結合可能とする。

第 3 キャリア P C 3 のセンターメンバ C M は、第 3 クラッチ C 3 により入力軸 1 に適宜結合し得るようにし、従って第 3 クラッチ C 3 は、入力回転をそのまま遊星歯車組 G 2, G 3 よりなる変速機構に伝達する直結クラッチを構成する。

ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G 3 における第 3 キャリア P C 3 のアウターメンバ O M は、第 1 ブレーキ B 1 により適宜変速機ケース 3 に結合可能にして第 3 キャリア P C 3 を適宜固定可能とし、第 4 サンギヤ S 4 は、第 2 ブレーキ B 2 により適宜変速機ケース 3 に結合可能にして固定可能とする。

【0018】

上記の構成とした歯車変速装置は、クラッチ C 1, C 2, C 3 およびブレーキ B 1, B 2 を図 2 に示す組み合わせにより締結（○印で示す）させたり、開放（無印）させることにより、対応する変速段（前進第 1 速～第 6 速、および後退）を選択することができ、これらクラッチおよびブレーキには、当該変速用の締結論理を実現する変速制御用のコントロールバルブボディー（図示せず）を接続する。

10

20

30

40

50

変速制御用のコントロールバルブボディーとしては、油圧制御タイプ、電子制御タイプ、およびこれらを組み合わせた併用式のものが採用される。

【0019】

以下に、上記歯車変速装置の変速作用を図2～図5に基づいて説明する。

図2は、上記した歯車変速装置における変速要素の締結論理を示し、図3～図5は該歯車変速装置の各変速段でのトルク伝達経路を示す説明図である。

図3～図5において、クラッチ、ブレーキ、メンバのトルク伝達経路を太線で示し、トルク伝達を行うギヤにハッチングを付して示した。

【0020】

(第1速)

10

前進第1速は図2に示すように、第1クラッチC1と第1ブレーキB1の締結により得られる。

この第1速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第1ブレーキB1の締結により、第3キャリアPC3がケースに固定されるため、第3リングギヤR3からの出力回転に対し、第3サンギヤS3の回転は、回転方向が逆方向の減速回転となる。そして、この第3サンギヤS3の回転は、第1連結メンバM1を介し、第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に伝達される。

よって、第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2から逆方向の減速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転をさらに減速した回転が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

20

【0021】

この第1速でのトルク伝達経路は、図3(a)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第1ブレーキB1、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3(第4サンギヤS4を除く)にトルクが作用することになる。

つまり第1速では、第1遊星歯車組G1と、その後段における変速機構を構成する第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3の全ての遊星歯車組がトルク伝達に関与する。

30

【0022】

(第2速)

第2速は、図2に示すように、第1速で締結されていた第1ブレーキB1を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2ブレーキB2の締結により得ることができる。

この第2速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第2ブレーキB2の締結により、第4サンギヤS4がケースに固定されるため、第3ピニオンP3により連結されている第3サンギヤS3が固定される。そして、第1連結メンバM1を介し第3サンギヤS3と連結されている第2サンギヤS2がケースに固定される。

40

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2が固定されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を更に減速した回転(但し、第1速よりも高速)が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

【0023】

この第2速でのトルク伝達経路は図3(b)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。

なお、第3遊星歯車組G3については、固定である両サンギヤS3、S4の回りを、非拘

50

束の第3ピニオンP3が第3リングギヤR3の出力回転に伴って公転する。又、S2を拘束するトルクはM1-S3-P3-S4に作用する。

【0024】

(第3速)

第3速は図2に示すように、第2速で締結されていた第2ブレーキB2を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2クラッチC2の締結により得ることができる。

この第3速では第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。同時に、第2クラッチC2の締結により、この減速回転が第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に入力される。

10

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2と第2サンギヤS2とから同一の減速回転が入力されることで、両ギヤR2、S2と一体に回転する第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ減速回転(第1遊星歯車組G1の減速回転に同じ)が出力される。

この第3速でのトルク伝達経路は図3(c)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2クラッチC2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。すなわち、第3遊星歯車組G3はトルク伝達に何ら関与しない。

【0025】

(第4速)

20

第4速は図2に示すように、3速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第3クラッチC3を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第4速では、第2遊星歯車組G2において第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方第3遊星歯車組G3においては、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。このため、第3サンギヤS3の回転は、第3リングギヤR3の出力回転よりも増速され、この第3サンギヤS3の増速回転は、第1連結メンバM1を介して第2サンギヤS2に伝達される。

【0026】

30

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から減速回転が入力され、第2サンギヤS2から増速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を増速した回転(但し、入力回転よりも低回転)が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この第4速でのトルク伝達経路は図4(a)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3(第4サンギヤS4を除く)とにトルクが作用することになる。

【0027】

(第5速)

40

第5速は図2に示すように、4速で締結されていた第1クラッチC1を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第2クラッチC2および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第5速では第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。同時に、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。

【0028】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリアPC3に入力回転が入力され、第3サンギヤS3に第1遊星歯車組G1からの減速回転が入力されることになり、入力回転よ

50

りも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この第5速でのトルク伝達経路は図4(b)に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2サンギヤS2および第3遊星歯車組G3(第4サンギヤS4を除く)にトルクが作用することになる。

【0029】

(第6速)

第6速は図2に示すように、第5速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第3クラッチC3および第2ブレーキB2の締結により得られる。 10

この第6速では第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転が第3遊星歯車組G3のセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。また第2ブレーキB2の締結により、第3遊星歯車組G3の第4サンギヤS4がケースに固定される。

【0030】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリアPC3に入力回転が入力され、第4サンギヤS4がケースに固定されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

この第6速でのトルク伝達経路は図4(c)に示す通りであり、太線で示す第3クラッチC3、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第3遊星歯車組G3(但し、第3サンギヤS3を除く)とにトルクが作用することになる。 20

【0031】

(後退)

後退の変速段は図2に示すように、第2クラッチC2と第1ブレーキB1を締結することにより得られる。

この後退変速段では、第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。一方第1ブレーキB1の締結により、第3キャリアPC3がケースに固定される。

よって第3遊星歯車組G3においては、第3サンギヤS3に正方向の減速回転が入力され、第3キャリアPC3がケースに固定となり、第3リングギヤR3からは減速した逆回転が、第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。 30

【0032】

この後退変速段でのトルク伝達経路は図5に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第1ブレーキB1、第2サンギヤS2および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3(但し、第4サンギヤS4を除く)とにトルクが作用することになる。

【0033】

図6は、上記した歯車変速装置の実態構成図である。また、図7は、本発明に係わる本実施の形態の要部として、上記図1において示した自動変速機用歯車変速装置の模式的なスケルトン図に基づき、変速装置内のメンバの配置を模式的に示すスケルトン図であり、図8は、当該実態構成のうち本発明に係わる部分を拡大して示す図である。 40

以下、これらの図を基に上記した歯車変速装置の実態構成を詳述するに、図6及び図8では歯車変速装置を、図1、3～5、7のスケルトン図と入出力部が左右逆位置となった状態で示す。

変速機ケース3内に、入力軸1および中間軸4を同軸相対回転可能な突合せ状態にして横架し、これら入力軸1および中間軸4を変速機ケース3に対し個々に回転自在に支持する。

【0034】

入力軸1に近い変速機ケース3の前端開口を、ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるポンプケースにより塞ぎ、このポンプケースに入力軸1を貫通して軸承すると共 50

に入力軸 1 の突出端にトルクコンバータ（図示せず）を介して動力源であるエンジン（図示せず）を駆動結合する。

【0035】

入力軸 1 から遠い中間軸 4 の後端は、変速機ケース 3 の後端における端蓋 7 に回転自在に支持する。

変速機ケース 3 の軸線方向中程に中間壁 8 を設け、この中間壁 8 に出力歯車 2 を回転自在に支持し、中間壁 8 の中心孔に中空軸 9 を介して入力軸 1 および中間軸 4 の突合せ嵌合部を回転自在に支持する。

【0036】

ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるオイルポンプケースと、中間壁 8 との間に画成された前部（変速機の前端部）空所内に図 6 および図 7 に示すごとく、第 1 遊星歯車組 G 1 を配置すると共にこの第 1 遊星歯車組 G 1 を包囲するよう設けて第 3 クラッチ C 3 を配置する。

第 1 遊星歯車組 G 1 は、反力受けとして機能するようサンギヤ S 1 をポンプカバー 6 の後方へ突出する中心ボス部 6 a にセレーション嵌着して常時回転不能とし、回転入力メンバであるリングギヤ R 1 を入力軸 1 から径方向外方へ延在するフランジ 10 の外周に結合する。

【0037】

入力軸 1 に近い中間軸 4 の前端から径方向外方へ延在させてリングギヤ R 1 を包囲するようクラッチドラム 11 を設け、該クラッチドラム 11 の内周およびリングギヤ R 1 の外周にそれぞれスプライン嵌合した摩擦材としての、交互配置になるクラッチプレート 12 を設け、これらと、後述のクラッチピストン 13 とで直結クラッチとしての第 3 クラッチ C 3 を構成し、このクラッチ C 3 を減速用遊星歯車組 G 1 の外周に配置する。

ここでリングギヤ R 1 は、第 3 クラッチ C 3 のクラッチハブに兼用する。

なお第 3 クラッチ C 3 の作動ピストンであるクラッチピストン 13 は、ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるオイルポンプケースから遠い第 1 遊星歯車組 G 1 の側に配置し、これがためクラッチピストン 13 は遊星歯車組 G 1 と対面するクラッチドラム 11 の端壁 11 a および中間軸 4 の前端に嵌合する。

【0038】

第 3 クラッチピストン 13 は、コントロールバルブボディーから油路 14 を経て供給される作動油圧を受けて図の右方へストロークすることで第 3 クラッチ C 3 を締結し得るものとする。

中空軸 9 の前端から径方向外方へ延在し、その後第 3 クラッチ C 3 を包囲するようなドラム状とした連結部材 53 を設け、該連結部材 53 の前端をキャリア P C 1 に結合する。ここでキャリア P C 1 は前記したところから明らかなように、第 1 遊星歯車組（減速用遊星歯車組）G 1 の回転出力メンバを構成する。

【0039】

中間壁 8 および端蓋 7 間に画成された後部空所内には、第 2 遊星歯車組 G 2 および第 3 遊星歯車組 G 3 と、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 と、第 1 プレーキ B 1 および第 2 プレーキ B 2 とを、図 6 ～ 8 に示すごとくに配置する。

【0040】

第 2 遊星歯車組 G 2 および第 3 遊星歯車組 G 3 は中間軸 4 上に配置するが、第 2 遊星歯車組 G 2 を第 3 遊星歯車組 G 3 よりも入力軸 1 に近い側に位置させる。

第 2 遊星歯車組 G 2 のサンギヤ S 2 および第 3 遊星歯車組 G 3 のサンギヤ S 3 を第 1 連結メンバ M 1 により一体化すると共に中間軸 4 上に回転自在に支持する。

中空軸 9 の中ほどから径方向外方へ延在し、その後軸線方向後方へ延在して第 2 リングギヤ R 2 の外周に至るクラッチドラム 15 を設け、該クラッチドラム 15 の内周およびリングギヤ R 2 の外周にそれぞれスプライン嵌合した摩擦材としての、交互配置になるクラッチプレート 16 を設け、これらと、後述のクラッチピストン 19 とで第 1 クラッチ C 1 を構成する。

【0041】

上記のようにして第2遊星歯車組G2の外周に配置した第1クラッチC1よりも入力軸1に近い側に第2クラッチC2を配置するため、第2サンギヤS2の入力軸寄りの外縁に径方向外方へ延在するクラッチハブ17を固設し、該クラッチハブ17の外周とクラッチドラム15の内周にそれぞれスプライン嵌合した摩擦材としての、交互配置になるクラッチプレート18を設け、これらと、後述のクラッチピストン20とで第2クラッチC2を構成する。

なお、第1クラッチC1のクラッチピストン19および第2クラッチC2のクラッチピストン20は、クラッチピストン19の内側でクラッチピストン20が摺動するダブルピストンとして第1クラッチC1から遠い第2クラッチC2の側にまとめて配置し、これがためクラッチピストン20を第2遊星歯車組G2と対面するクラッチドラム15の端壁に嵌合する。

10

これらクラッチピストン19、20は、中間壁8および中空軸9に穿った個々の油路21（図では1個の油路のみが見えている）からの作動油圧を受けてストロークすることで第1クラッチC1および第2クラッチC2を個別に締結し得るものとする。

【0042】

第3遊星歯車組G3は前記したごとくダブルサンギヤ型遊星歯車組とするが、リングギヤR3の歯幅をピニオンP3の歯幅よりも小さくしてリングギヤR3を第2遊星歯車組G2に近い端部においてピニオンP3に噛合するよう位置させ、リングギヤR3を第2遊星歯車組G2のキャリアPC2に第2連結メンバM2で結合する時この連結メンバM2を短くし得るようになる。

20

上記リングギヤR3の外周には、第1クラッチC1および第2クラッチC2のクラッチドラム15を包囲するよう配置した、第2遊星歯車組G2と第3遊星歯車組G3とで構成される複合遊星歯車列の出力メンバとしての筒状連結メンバ（出力ドラム）22の一端を結着し、該筒状連結メンバ22の他端を出力歯車2に結着する。

【0043】

なお、減速回転を断接する2つのクラッチ（第1クラッチC1、第2クラッチC2）の径方向外方であって、詳細については後述する2つのブレーキ（第1ブレーキB1、第2ブレーキB2）の径方向内方に、複合遊星歯車列の出力メンバを配設することにより、筒状連結メンバ22の径を大きくさせ得て強度において有利にできる。従って、本実施の形態においては筒状連結メンバ22の肉厚を、従来の一般的な出力メンバの肉厚よりも薄くしている。

30

【0044】

そして第3遊星歯車組G3のキャリアPC3に、これから、前記したごとくサンギヤS3、S4間を経て径方向内方へ延在するセンターメンバCMを設けると共に、ピニオンP3の軸線方向中程位置においてリングギヤR3の端面に沿うよう径方向外方へ延在するアウターメンバOMを設ける。

センターメンバCMは中間軸4に駆動結合し、これによりキャリアPC3をセンターメンバCMおよび中間軸4を経て第3クラッチC3のクラッチドラム11に結合する。

40

アウターメンバOMには、その外周に結合してブレーキハブ23を設け、このブレーキハブ23を筒状連結メンバ22の外周に配置して中間壁8に接近する前方へ延在させる。

ブレーキハブ23の前端における外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合した摩擦材としての、交互配置になるブレーキプレート24を設け、これらと、ブレーキピストン25とで第1ブレーキB1を構成する。この第1ブレーキB1では、ブレーキピストン25をブレーキプレート24の後方において変速機ケース3内に嵌合し、かかるブレーキピストン25により第1ブレーキB1を適宜締結可能にする。

【0045】

ブレーキハブ23の後端に被さるようブレーキハブ26を設け、該ブレーキハブ26の後端壁26aを第3遊星歯車組G3の背後に沿うよう円周方向内方に延在させ、このブレーキハブ後端壁26aの内周を第3遊星歯車組G3のサンギヤS4に結合する。

50

ブレーキハブ 26 の外周および変速機ケース 3 の内周にスプライン嵌合した摩擦材としての、交互配置になるブレーキプレート 27 を設け、これにより第 2 ブレーキ B 2 を構成する。この第 2 ブレーキ B 2 では、ブレーキピストン 28 をブレーキプレート 27 の後方において変速機ケース 3 内に嵌合し、かかるブレーキピストン 28 により第 2 ブレーキ B 2 を適宜締結可能にする。

【0046】

以上により、第 1 ブレーキ B 1 および第 2 ブレーキ B 2 はそれぞれ、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の外周に配置されると共に、第 2 ブレーキ B 2 よりも第 1 ブレーキ B 1 が入力軸 1（第 1 遊星歯車組 G 1）の近くに配置されるが、これら第 1 ブレーキ B 1 および第 2 ブレーキ B 2 は第 3 遊星歯車組 G 3 よりも第 2 遊星歯車組 G 2 寄りに配置する

10

【0047】

従って、上記のように構成することで、第 2 遊星歯車組 G 2 および第 3 遊星歯車組 G 3 と、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 と、第 1 ブレーキ B 1 および第 2 ブレーキ B 2 との配置を詳述すると以下になる。

即ち、図 7、8 に示すように、複合遊星歯車列を構成する第 2 遊星歯車組 G 2 および第 3 遊星歯車組 G 3 の径方向外方に、減速回転を断接する 2 つのクラッチ（第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2）が配置され、それら 2 つのクラッチ C 1、C 2 の径方向外方に、2 つのクラッチ C 1、C 2 の一方と 2 つのブレーキ（第 1 ブレーキ B 1、第 2 ブレーキ B 2）の一方とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるようにするとともに、2 つのクラッチ C 1、C 2 の他方と 2 つのブレーキ B 1、B 2 の他方とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるように、2 つのブレーキ B 1、B 2 がそれぞれ配置される。

20

【0048】

より具体的には、第 1 クラッチ C 1 の径方向外方に、第 1 クラッチ C 1 のクラッチプレート 16 と第 2 ブレーキ B 2 のブレーキプレート 27 とが軸線方向に関して概ね重なるように第 2 ブレーキ B 2 が配置される。また、第 2 クラッチ C 2 のクラッチプレート 18 と第 1 ブレーキ B 1 のブレーキプレート 24 とが軸線方向に関して一部で重なるように第 2 ブレーキ B 2 が配置される。しかも、第 1 クラッチ C 1 と第 2 クラッチ C 2 とが変速装置の軸線方向に整列して配置され、かつ、第 1 ブレーキ B 1 と第 2 ブレーキ B 2 とが軸線方向に整列するように配置される。

30

【0049】

ところで、図 8 に示すように、第 1 ブレーキ B 1 の作動油は、変速機ケース 3 の周壁に設けられた開口部 51 より供給され、第 2 ブレーキ B 2 の作動油は、端蓋 7 に設けられた開口部 52 より供給される。この一方、潤滑油は、中間軸 4 の軸内側から径方向外方に流出し、クラッチ C 1、C 2 やブレーキ B 1、B 2 等に供給される。それゆえ、クラッチ C 1、C 2 やブレーキ B 1、B 2 を軸線方向に関して近づけて配置していることから、特に潤滑油については、軸線方向に関して油路の取り回しが容易となり、油路構成を単純化できる。

【0050】

なお、図 1、図 3～5 のスケルトン図では省略したが、第 1 ブレーキ B 1 を構成するブレーキハブ 23 の前端と変速機ケース 3 との間には、図 6、7、8 に示すように、ワンウェイクラッチ OWC を設け、第 1 ブレーキ B 1 の解放状態でこのワンウェイクラッチ OWC による第 3 キャリア PC 3 の一方向回転阻止で前進第 1 速状態が得られるようにする。但しこのワンウェイクラッチ OWC による第 1 速では、エンジンブレーキ時における第 3 キャリア PC 3 の逆方向回転をワンウェイクラッチ OWC が許容するためエンジンブレーキが得られず、エンジンブレーキ要求時は第 1 ブレーキ B 1 を締結して第 3 キャリア PC 3 の当該逆方向回転を阻止するようになる。

40

変速機ケース 3 内には別に、入力軸 1 および中間軸 4 と平行なカウンタシャフト 29 を回転自在に支持して設け、これにカウンタギヤ 30 およびファイナルドライブピニオン 31 を一体成形し、カウンタギヤ 30 を出力歯車 2 に嚙合させ、ファイナルドライブピ

50

ニオン31に図示せざる車両駆動輪間のディファレンシャルギヤ装置を嚙合させる。

【0051】

以上の実態構成になる図6～図8のごとき歯車変速装置においては、減速回転を断接する2つのクラッチ（第1クラッチC1、第2クラッチC2）の径方向外方に、それら2つのクラッチC1、C2の一方と2つのブレーキ（第2ブレーキB2、第1ブレーキB1）の一方とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるようにするとともに、2つのクラッチC1、C2の他方と2つのブレーキB1、B2の他方とが軸線方向に関して少なくとも一部で重なるように、2つのブレーキB1、B2をそれぞれ配置したから、変速装置を軸線方向に関し短縮化させることができる。

しかも、2つのブレーキB1、B2及び減速回転を断接する2つのクラッチC1、C2を軸線方向に関して近づけることができるから、軸線方向に関して油路の取り回しを容易とさせ得て、油路構成の単純化を図ることができる。

【0052】

なお、一方のクラッチと一方のブレーキ同士（本実施の形態では例えばクラッチC1とブレーキB2）及び他方のクラッチと他方のブレーキ同士（本実施の形態では例えばクラッチC2とブレーキB1）が軸線方向に関して重なる部分が多ければ多いほど上記効果が顕著となる。従って、変速装置のレイアウトに応じて、可能な限り重なるように配置するのが望ましい。

【0053】

そして、変速装置の径方向においては、複合遊星歯車列を構成する遊星歯車組G2、G3がシングル型ピニオンにより構成されるから、複合遊星歯車列の小径化を図ることができる。さらに、複合遊星歯車列のうち一方の遊星歯車組をダブルサンギヤ型遊星歯車組G3とすることで減速用遊星歯車組G1から複合遊星歯車列G2、G3への減速回転の入力メンバをリングギヤR2とすることができから、サンギヤ入力に比較して、接線力が小さくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で有利となり、複合遊星歯車列を小型化させることができる。

【0054】

また、本実施の形態の自動変速機用歯車変速装置は、減速回転を断接する2つのクラッチ（第1クラッチC1、第2クラッチC2）の径方向外方であって2つのブレーキの径方向内方に、複合遊星歯車列の出力メンバとしての筒状連結メンバ（出力ドラム）22を配設した構成としている。これにより、筒状連結メンバ22の径を大きくさせ得て強度において有利となることから、トルクの大きい筒状連結メンバ22の厚みを薄くすることができる。従って、より効果的に歯車変速装置の小径化を図ることができる。

【0055】

以上、図示例に基づき説明したが、本発明の自動変速機用歯車変速装置は、上記実施の形態において示した構成に限られるものではない。例えば、上記実施の形態の構成では、減速用遊星歯車組としての第1遊星歯車組G1を回転入力メンバがリングギヤR1であり、回転出力メンバがキャリアPC1であるシングルピニオン型遊星歯車組としているが、第1遊星歯車組G1を回転入力メンバがキャリアPC1であり、回転出力メンバがリングギヤR1であるダブルピニオン型遊星歯車組として構成した場合についても適用可能である。

【0056】

また、上記実施の形態では、自動変速機用歯車変速装置を、1組の減速用遊星歯車組と、複合遊星歯車列を構成する2組の遊星歯車組との3組の遊星歯車組で構成したが、本発明の自動変速機用歯車変速装置は、かかる3組の遊星歯車組の構成のものに限られず、3組以上の複数の遊星歯車組で構成される自動変速機用変速装置に適用できるのはもちろんである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を模式的に示すスケルトン図である。

【図2】同歯車変速装置における変速用摩擦要素の締結と選択変速段との関係を示す締結論理説明図である。

【図3】同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第1速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図、

(b) は、前進第2速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図、

(c) は、前進第3速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図である。

【図4】同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第4速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図、

(b) は、前進第5速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図、

(c) は、前進第6速時のトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図である。 10

【図5】同歯車変速装置の後退変速段選択時におけるトルク伝達経路を示す図1と同様なスケルトン図である。

【図6】図1～図5に示す歯車変速装置の実態構成を示す展開断面図である。

【図7】同歯車変速装置内のメンバの配置を模式的に示すスケルトン図である。

【図8】同歯車変速装置の実態構成における、本発明に関した部分を拡大して示す詳細拡大断面図である。

【図9】ラビニョ型複合遊星歯車列を用いた歯車変速装置の従来技術の構成を説明するための説明図である。

【符号の説明】

G 1 第1遊星歯車組 (減速用遊星歯車組) 20

G 2 第2遊星歯車組 (後段の変速機構)

G 3 第3遊星歯車組 (後段の変速機構)

M 1 第1連結メンバ

M 2 第2連結メンバ

C 1 第1クラッチ

C 2 第2クラッチ

C 3 第3クラッチ (直結クラッチ)

B 1 第1ブレーキ

B 2 第2ブレーキ

I n p u t 入力部 30

1 入力軸

O u t p u t 出力部

2 出力歯車

S 1 第1サンギヤ

R 1 第1リングギヤ (回転入力メンバ: 回転出力メンバ)

P 1 第1ピニオン

P C 1 第1キャリア P C 1 (回転出力メンバ: 回転入力メンバ)

S 2 第2サンギヤ

R 2 第2リングギヤ

P 2 第2ピニオン 40

P C 2 第2キャリア

S 3 第3サンギヤ

S 4 第4サンギヤ

P 3 第3ピニオン

P C 3 第3キャリア

R 3 第3リングギヤ

C M センターメンバ

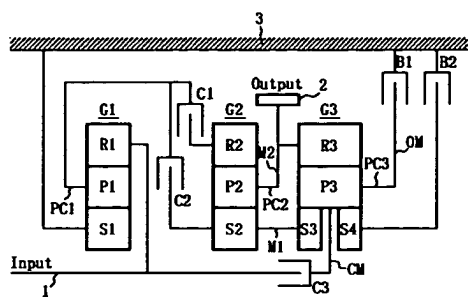
O M アウターメンバ

E N G エンジン (動力源)

T / C トルクコンバータ 50

3	変速機ケース	
4	中間軸	
5	ポンプハウジング（オイルポンプケース）	
6	ポンプカバー（オイルポンプケース）	
6 a	サンギヤ固設中心ボス部	
7	端蓋	
8	中間壁（出力歯車支持壁）	
9	中空軸	
10	フランジ	
11	クラッチドラム	10
12	クラッチプレート	
13	クラッチピストン	
14	第3クラッチ作動油路	
15	クラッチドラム	
16	クラッチプレート	
17	クラッチハブ	
18	クラッチプレート	
19	クラッチピストン	
20	クラッチピストン	
21	第1クラッチまたは第2クラッチ作動油路	20
22	筒状連結メンバ（出力ドラム）	
23	ブレーキハブ	
24	ブレーキプレート	
25	ブレーキピストン	
26	ブレーキハブ	
27	ブレーキプレート	
28	ブレーキピストン	
29	カウンタシャフト	
30	カウンタギヤ	
31	ファイナルドライブピニオン	30
32	クラッチハブ	
51	開口部	
52	開口部	
53	連結部材	

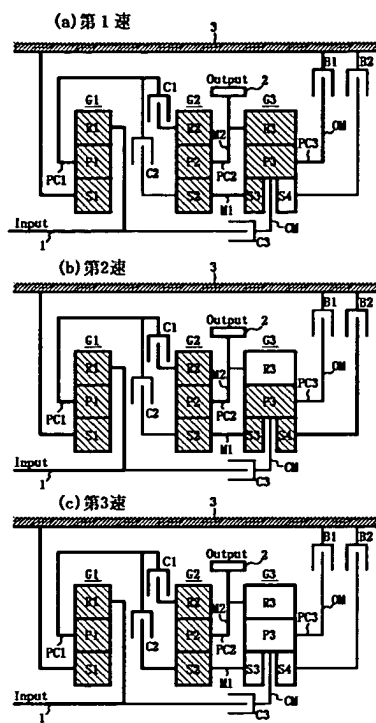
【図 1】



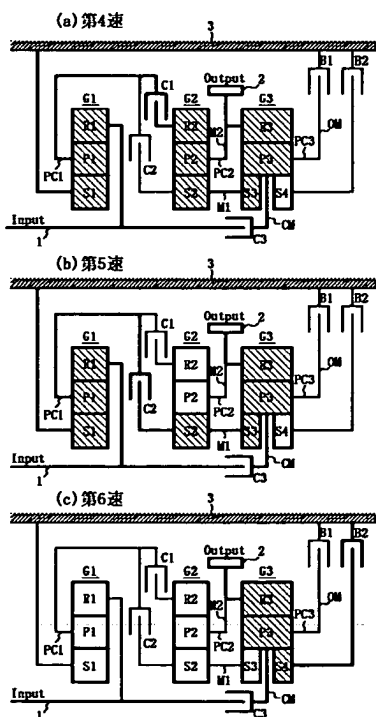
【図 2】

前進後退	C1	C2	C3	B1	B2
第1速	○			○	
第2速	○				○
第3速	○	○			
第4速	○		○		
第5速		○	○		
第6速			○		○
後退		○		○	

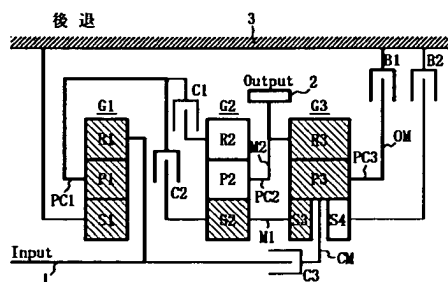
【図 3】



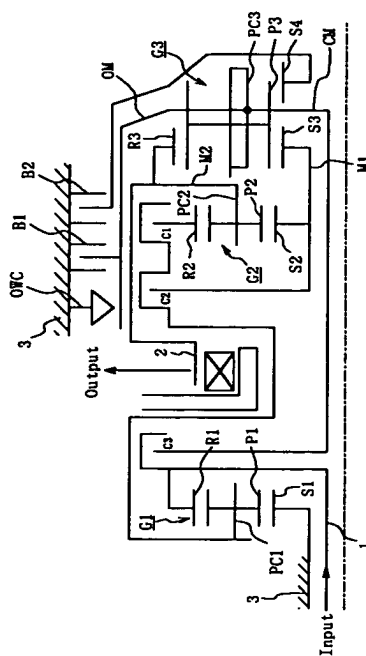
【図 4】



【図 5】



【 図 7 】



【图 9】

